

# ラップ マシンのラップ巻き取り圧力について

加 藤 三千夫\*      吉 田 幸 吉\*\*  
片 山 勝 巳\*\*\*

## A Study on the Winding Pressure of Lap Machine

Michio KATŌ,      Kōkichi YOSHIDA  
Katsumi KATAYAMA

(Received 4 March, 1966)

The purpose of this investigation is to clarify the lap pressure variation. At first, we measured the lap winding pressure along the length direction, the range of lap winding pressure angle  $\theta$  and the lap's mean thickness under the pressure by the use of strain gage, slip ring, pen writing oscillograph and the measuring apparatus of rack ascent distance etc. Subsequently we made a model analysis of lap's behavior by its pressure variation curves.

The results obtained are : (1) Lap's mean thickness was 0.15cm. (16 oz/yd) (2) The range of winding pressure angle  $\theta$  was from  $55^\circ$  to  $32^\circ$ , which caused pressure variation. (3) The difference of winding pressure was large at beginning and small at end. (4) The coefficient of friction between brake shoe and brake wheel was small for lap length less than 10m, and was large over 10m. (5) Winding pressure variation phenomena were shown by Voigt's models.

### 1 緒 言

最近の綿糸紡績界においてはたとえばCAS方式などのように連続自動紡績方式が採用され、中間製品であるラップを造らずに綿塊をレザーボックスから直接カードに供給している。しかし荒打、仕上打綿機を使用してラップの形でカードに供給している工場も多数ある。本研究ではラップ製作中のたて方向の圧力むらについて実験考察した。ラップのたて方向の圧力むらはリッキングの原因となりスライバむら、ひいては糸むらに影響を及ぼすから重要であると考えられる。

ラップの横方向のむら<sup>1)</sup>、この論文はラップの横方向の重量むらについての研究であり、ラップの中心部の変動が大なることを述べている。これに注目して本研究では測定部分を横方向のラップ中心部とすることにした。またラップの長さ方向の重量むら<sup>2)</sup>について

の研究もある。

### 2 ラップ巻き取り機構の解明

筆者らが実験に使用したフィニシア スカッチャのラップ マシンはPlatt社製(1926)のものである。そのラップ巻き取り機構を述べる。

図-1においてフリューテッド ラップ ローラ  $F_1$ ,  $F_2$  を駆動すると  $F_1$  および  $F_2$  に接して置かれているテーバ ラップ ローラTはカレンダ ローラを通して来たラップを巻き付けながらフレーム両端の溝に沿って垂直に上昇する。このテーバ ラップ ローラTの上昇速度はピニオンEによって引張られるラックRによって制せられている。ピニオンEは歯車列D, C, B, Aによってブレーキ ホイール  $S_2$  が回転するとラックRは上昇する。このブレーキ ホイール  $S_2$  はこの作用により押し付けられているブレー

\*教授 \*\*講師 \*\*\*助手

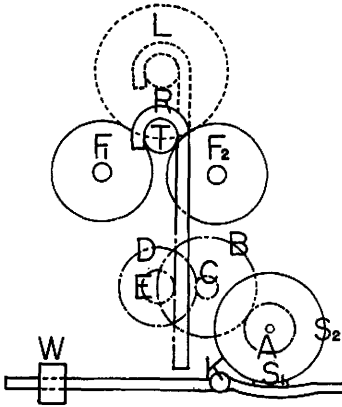


図-1 ラップ巻き取り機構図

L : ラップ  
R : ラック  
T : テーバラップローラ  
F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub> : フリュートッドラップローラ  
E : ピニオン  
A, B, C, D : 歯車  
S<sub>1</sub> : ブレーキシュー  
S<sub>2</sub> : ブレーキホイール  
K : 支点

キシュー S<sub>1</sub> によって制動されている。

この機構上の面からもブレーキ シュー S<sub>1</sub> の種類などによってブレーキ ホイール S<sub>2</sub> の制動率が大きく変化する、ひいてはラップ巻き取り時の圧力に大きく影響することは明らかである。すなわち種々の材料において摩擦係数の大なる物質をブレーキ シュー S<sub>1</sub> に使用した場合は係数の小なる物質を使用した場合より硬く巻かれることは明らかである。なお摩擦係数についての考察は後述する。

### 3 ラップ巻き取り時のラップに加わる力の関係

図-2においてPは垂直に作用する力、Q<sub>1</sub>, Q<sub>2</sub>はフリュートッドラップローラ F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub> に垂直に作

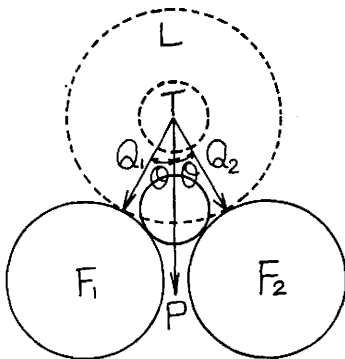


図-2 ラップに加わる力

用する力、θはPとQ<sub>1</sub>, Q<sub>2</sub>とがなす角度である。

図から力の合成の法則より

$$P = Q_1 \cos \theta + Q_2 \cos \theta$$

となり、ここで Q<sub>1</sub>=Q<sub>2</sub> であり、Q<sub>1</sub>=Q<sub>2</sub>≡Q と置けば

$$Q = \frac{P}{2 \cos \theta} \quad \dots\dots\dots(1)$$

である。また図-1においてMをラックR1本の重量、NをテーバラップローラTの重量、P<sub>1</sub>をブレーキホイール S<sub>2</sub> による摩擦力とすると垂直力Pは

$$P = 2M + N + P_1 \quad \dots\dots\dots(2)$$

となる。ここで P<sub>1</sub> を考察する。

μ : ブレーキ ホイール S<sub>2</sub> とブレーキ シュー S<sub>1</sub> 間の摩擦係数

H<sub>1</sub> : 支点Kとブレーキ シュー S<sub>1</sub> の中心間の距離

I<sub>1</sub> : 支点KとウエイトW間の距離

G : ウエイトWの重量

A<sub>t</sub>, B<sub>t</sub>, C<sub>t</sub>, D<sub>t</sub> : 歯車 A, B, C, D の歯数

E<sub>φ</sub> : ピニオン E の直径

S<sub>2φ</sub> : ブレーキ ホイール S<sub>2</sub> の直径

と定めれば

$$P_1 = \mu G \frac{I_1 S_{2\phi} B_t D_t}{H_1 A_t C_t E_\phi} \quad \dots\dots\dots(3)$$

となる。しかるに式(1)から明らかなようにラップ巻き取り時にラップに加わる力Qは 1/cos θ の曲線を描いてラップ巻き取り直径が増大するにつれて減少しラップ巻き上げに有効に作用する。また式(3)より μ と I<sub>1</sub> を変化させることによって摩擦力 P<sub>1</sub> を調整することが出来る。

つぎに式(3)を式(2)に代入してPを求めると

$$P = 2M + N + \mu G \frac{I_1 S_{2\phi} B_t D_t}{H_1 A_t C_t E_\phi} \quad \dots\dots\dots(4)$$

となり式(4)に測定した各数値

M : 17kg                      A<sub>t</sub> : 24 t

N : 18kg                      E<sub>t</sub> : 48 t

G : 4.5kg                      C<sub>t</sub> : 12 t

I<sub>1</sub> : 50cm                      D<sub>t</sub> : 36 t

H<sub>1</sub> : 10cm                      E<sub>φ</sub> : 8 cm

S<sub>2φ</sub> : 30cm

を代入して計算すると

$$P = 636\mu + 52 \quad (kg) \quad \dots\dots\dots(5)$$

となり

$$Q = \frac{636\mu + 52}{2 \cos \theta} \quad (kg) \quad \dots\dots\dots(6)$$

となる。したがってQはμとθを与えることによって求められる。

#### 4 実験方法 (a)

図-3はラップ巻き取り時のラップ圧縮圧力測定装置の概略図である。いまテーパラップローラの長

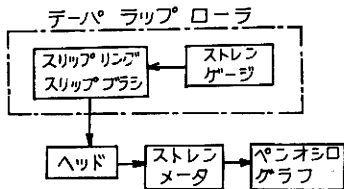


図-3 ラップ圧縮圧力測定装置

さ方向の中心表面に取り付けた磷青銅板のストレングージに圧力が加わりひずみが生ずる。つねに変化する電流をテーパラップローラの一端にみちびきスリッパリングからスリッパブラシ、ストレングメータを経てオシログラフに記録する。

ラップ巻き取りが終ると同時にオシログラフに記録された曲線を実際の圧力曲線に直すための補正を行なった。

#### 実験方法 (b)

図-4はラック上昇距離測定装置でラップ巻き取りごとに刻々変化するテーパラップローラの中心の

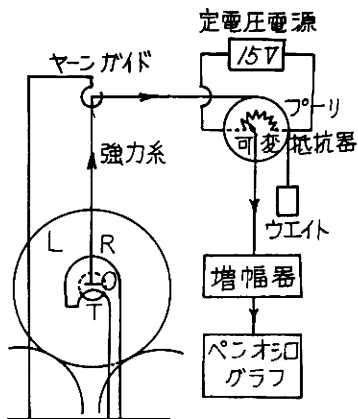


図-4 ラック上昇距離測定装置

上昇距離をラックの上昇から測定する装置である。

すなわちテーパラップローラはつねにラックに接しているから、テーパラップローラの中心の上昇距離はラックの上昇距離と同一である。ラックの側面の1点Oに突起を作り、その部分にウェイトをつるした強力系をつけヤーンガイドを経てフィニシヤ

スカッチャ機台の側面に固定した可変抵抗器のプーリを回転させる。すなわちラックが移動すると可変抵抗器が一次関数的に変化して電流変化を生じ、その変化が増幅器を通してオシログラフに記録される。ただし可変抵抗器には定電圧(15ボルト)をあらかじめ与えておく。

このラック上昇距離測定装置は式(6)の圧縮角 $\theta$ を測定しラップ巻き取り時のラップの平均厚さとラップ長を測定する装置である。

#### 5 ラップの平均厚さ、圧縮角 $\theta$ 、ラップ長の計算

図-5のようにOをテーパラップローラの中

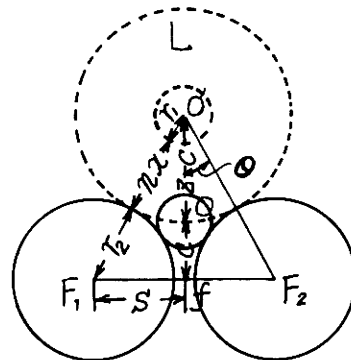


図-5 ラック上昇距離から計算される数値の関連図

心、 $f$ をフリーテッドラップローラ中心間の点、 $C$ はテーパラップローラが裸のときの $\overline{fo}$ の距離、 $Z$ は刻々変化する $\overline{fo}$ の値であり、 $(Z-C)$ はラックの上昇距離である。

##### 1) ラップの平均厚さ $\alpha$ の計算

図-5より

$$(Z_{\max})^2 + S^2 = (r_1 + r_2 + n\alpha)^2 \quad \dots\dots\dots(7)$$

$Z_{\max}$ : ラップ径最大のときの $\overline{fo}$  19.33(cm)

$n$ : 実測による層数 60(層)

$s$ :  $f$ からフリーテッドラップローラ中心間距離 12.10(cm)

$r_1$ : テーパラップローラ平均半径 3.45(cm)

$r_2$ : フリーテッドラップローラの半径 11.40(cm)

式(7)より

$$\alpha = \frac{\sqrt{(Z_{\max})^2 + S^2} - (r_1 + r_2)}{n} \quad \dots\dots\dots(8)$$

式(8)式に各数値を代入して $\alpha$ を求めるとつぎのようになる。

$$\alpha = 0.15(\text{cm})$$

2) 圧縮角  $\theta$  の計算

図-5より

$$\theta = \sin^{-1} \left( \frac{S}{r_1 + r_2 + n\lambda} \right) \quad \dots\dots\dots(9)$$

式(9)に各数値を代入して

$$\theta = \sin^{-1} \left( \frac{12.10}{14.85 + 0.15n} \right)$$

$n = 1, 2, 3, \dots, 60$

## 3) ラップ長の計算

図-5よりLをラップ長とすれば

$$L = \sum_{k=1}^n 2\pi(r_1 + k\lambda) \quad \dots\dots\dots(10)$$

## 6 実験結果

図-6は測定したラップ巻き取り時の圧縮圧力曲線

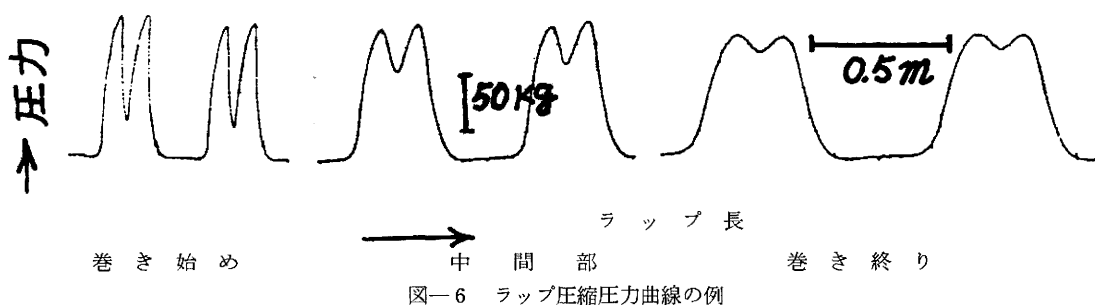


図-6 ラップ圧縮圧力曲線の例

の例である。

また図-7はラップの圧縮圧力曲線を上部に、図-6における2つのピーク間の谷底の圧力曲線を下部に示したものである。

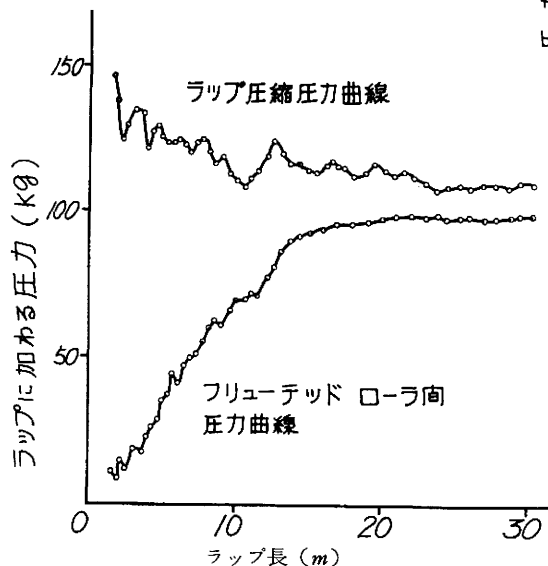


図-7 ラップ圧縮圧力曲線とフリーテッドローラ間の圧力変化

図-8は摩擦係数  $\mu$  が 0.22, 0.21, 0.20, 0.19 のときの理論ラップ圧縮圧力曲線と実験により測定したラップ圧縮圧力曲線である。

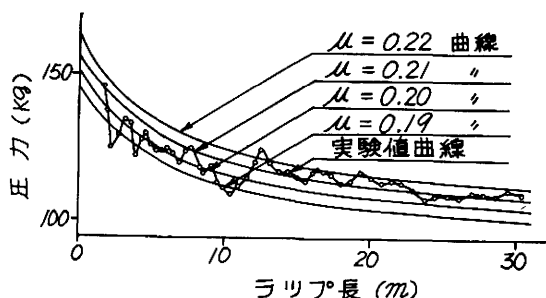


図-8 理論と実験によるラップ圧縮圧力曲線

## 7 考察

実験結果よりつぎのことが考察される。

図-6, 7より明らかなようにフリーテッドラップローラ間の圧力はラップ長10mぐらいまでは増加割合が大で、それ以後は増加割合が小になる。これはラップ層数が増加するにつれて圧力の作用幅が大となり(ラップの厚みが大となることと、ラップがつぶれるために圧力分布域が大となる)フリーテッドラップローラの間にも圧力の分力が残っているためと考えられる。またラップ径が大になると圧縮角  $\theta$  が小となり、2つの圧力帯が両端においてオーバーラップしてくる。この場合巻き取り速度は一定であるゆえ時間軸は径の増大とともに多少のびてくるがそれよりも  $\theta$  の小さくなる効果の方が大であると考えられる。

また図-7におけるラップ圧縮圧力曲線は巻き始めにおいては圧力変化の差が大きく、ラップ長が約10m以後になると圧力差が小になる。この現象についていえばラップの巻き始めではブレーキホイールの回転が断続的でピニオンにかかる力が断続的になり、巻き終りではラップ径も増大しラップにかかる力もブレーキホイールの回転が巻き始めより非断続的になり安定した曲線を示すものと考えられる。ゆえにラップは内層において高くかつむらのある圧力を受けているものと考えられる。

図-8においてはラップ長が10mぐらまでは摩擦係数  $\mu$  が 0.19~0.21 の範囲に実験値が存在し、ラップ長が10m以上となると  $\mu$  が 0.21~0.22 の範囲にある。これはラップを1巻き巻き終わるあいだにも摩擦係数に変化が生じているものと考えられる。また実験値の圧力差が大きく変化しているのもほぼ同範囲のラップ長であることからブレーキホイールとブレーキシューとのあいだに欠陥があるものと考えられる。また摩擦係数  $\mu$  が変化するという事は結局ラップに加わる圧力が変化することになり、ひいてはラップむらにかんしていえばむら誘因の1つになり、リッキングの原因になると考えられる。

またここでラップ巻き取り時の圧力変化の最大原因となる圧縮角  $\theta$  の範囲を式(9)により求めると筆者らが使用したラップ巻き取り機構においては  $55^\circ \sim 32^\circ$  である。この  $55^\circ \sim 32^\circ$  の範囲を考察するために便宜上圧力変化の原因となる  $1/\cos \theta$  と圧縮角  $\theta$  との関係を図-9に示す。この図より使用範囲は  $1/\cos \theta$  曲線の

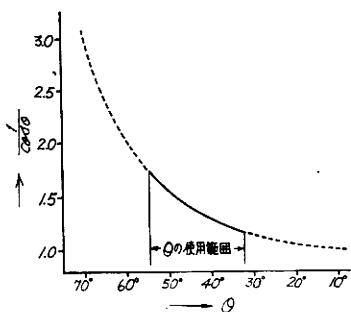


図-9  $1/\cos \theta$  と  $\theta$  との関係と  $\theta$  の使用範囲

1部である。この範囲は機構上の理由から使用されたものと考えられるが、鳴海、森下両氏<sup>2)</sup>の研究によればラップむら防止の点からいえば  $\theta$  の範囲を  $1/\cos \theta$  曲線において減少割合が大なる範囲を使用すべきだと述べている。

## 8 ラップ圧縮圧力曲線よりの解析

図-6のラップ圧縮圧力曲線より明らかのようにラップに加わる圧力は巻き始めでは大であり、巻き終わりに近づくにつれて小になっている。またフリューテッドラップローラ間での圧力は巻き始めでは小であり、巻き終わりに近づくにつれて大となっている。筆者らはこの現象に注目して、この現象をフォークトモデルを使用して解析を行なうことにした。ここで簡単のためにラップの10層がフォークトモデル1個に置換され層数が10, 20, …, 60と増加することをフォークトモデルが1, 2, …, 6個直列に連結したものに置換できると仮定して以下の考察を進めることにした。

計算に当ってフォークトモデルとアナログの関係にある電気回路の等価回路であるR-C回路に置換した。その関係を図-10に示す。

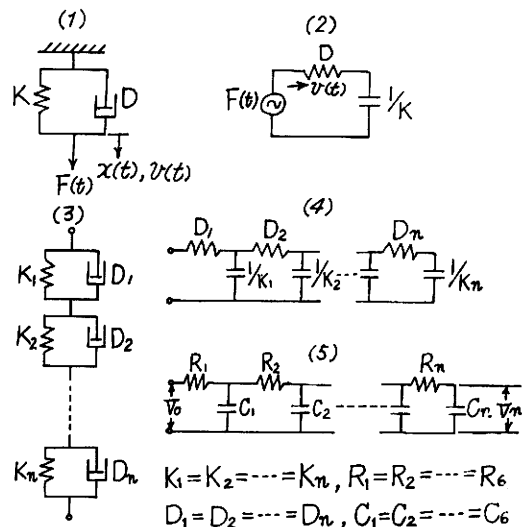


図-10 機械回路と電気回路のアナログ

機械回路と電気回路のアナログ	
機械回路	電気回路
力 $F(t)$	起電力 $V(t)$
速度 $v(t)$	電流 $i(t)$
変位 $x(t)$	電荷 $g(t)$
バネ定数の逆数 $1/K$	静電容量 $C$
機械抵抗 $D$	抵抗 $R$

図-10(5)における回路網の伝達関数  $G(S)$  を仮定に従ってラップ10層ごとの伝達関数  $G_{10}(S)$ ,  $G_{20}(S)$ , …,  $G_{60}(S)$  として求めることにした

計算結果を式(11)に示す。ただし  $CR \equiv T$  (時定数)

とする。

$$\left. \begin{aligned} G_{10}(S) &= 1/1 + TS \\ G_{20}(S) &= 1/1 + 3TS + T^2S^2 \\ G_{30}(S) &= 1/1 + 6TS + 5T^2S^2 + T^3S^3 \\ G_{40}(S) &= 1/1 + 10TS + 15T^2S^2 + 7T^3S^3 \\ &\quad + T^4S^4 \\ G_{50}(S) &= 1/1 + 15TS + 35T^2S^2 + \\ &\quad 28T^3S^3 + 9T^4S^4 + T^5S^5 \\ G_{60}(S) &= 1/1 + 21TS + 70T^2S^2 + 84T^3S^3 \\ &\quad + 45T^4S^4 + 11T^5S^5 + T^6S^6 \end{aligned} \right\} \dots (11)$$

式(11)中の  $s$  を  $s = j\omega$  と置いてベクトルで表示し、その大きさをデシベルで示したものを、すなわちゲインを  $g_{10}$ ,  $g_{20}$ ,  $\dots$ ,  $g_{60}$  とし式(12)に示す。

ただし、 $\omega$  は周波数 (CPS) とする。

$$\left. \begin{aligned} g_{10} &= 20\log |G_{10}(j\omega)| = -10\log (1 + \omega^2 T^2) \\ g_{20} &= 20\log |G_{20}(j\omega)| = -10\log \{(1 - \omega^2 T^2)^2 + 9\omega^2 T^2\} \\ g_{30} &= 20\log |G_{30}(j\omega)| = -10\log \{(1 - 5\omega^2 T^2)^2 + (\omega^3 T^3 - 6\omega T)^2\} \\ g_{40} &= 20\log |G_{40}(j\omega)| = -10\log \{(1 - 15\omega^2 T^2 + \omega^4 T^4)^2 \\ &\quad + (7\omega^3 T^3 - 10\omega T)^2\} \\ g_{50} &= 20\log |G_{50}(j\omega)| = -10\log \{(1 - 35\omega^2 T^2 + 9\omega^4 T^4)^2 \\ &\quad + (15\omega T - 28\omega^3 T^3 + \omega^5 T^5)^2\} \\ g_{60} &= 20\log |G_{60}(j\omega)| = -10\log \{(1 - 70\omega^2 T^2 + 45\omega^4 T^4 - \omega^6 T^6)^2 \\ &\quad + (21\omega T - 84\omega^3 T^3 + 11\omega^5 T^5)^2\} \end{aligned} \right\} \dots (12)$$

ここでラップ圧縮圧力曲線の実験値曲線より時定数  $T = 0.6(\text{sec})$  を求め式(12)に代入した結果を図-11に示す。

つぎに理論値と実験値の対応のために図-12に示すように各数値を定義すれば図-11は周波数  $\omega(\text{CPS})$  に対しての振幅を  $20\log |f(\omega)|$  で表わしたものであるから図-12において  $1/T = \omega_T$ ,  $1/t = \omega_t$  に対する  $20\log |f(\omega_T)|$ ,  $20\log |f(\omega_t)|$  を求めれば、前者は実験値の  $b$  に相当し、後者は  $a$  に相当する。

ゆえにラップ巻き取り時における圧力変化パーセントの理論値は  $20\log |f(\omega_t)| - 20\log |f(\omega_T)|$  より、実験値は  $a/b$  より求められる。

ここで求めた理論値と実験値とを比較するために横軸をラップ層数、たて軸に圧力変化パーセントとして図-13に示す。

図-13より理論値と実験値との対応が見られるが、

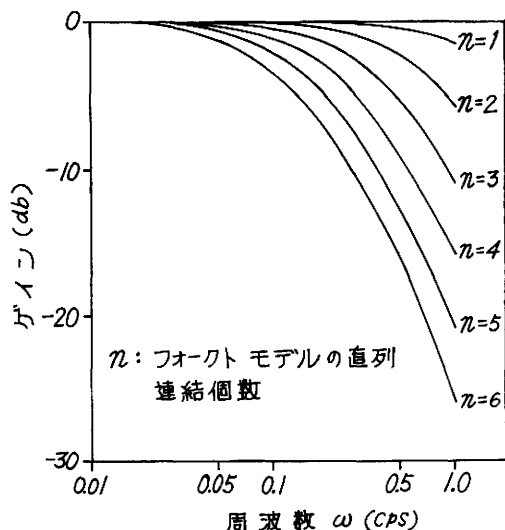


図-11  $n = 1, 2, \dots, 6$  のときのゲイン曲線

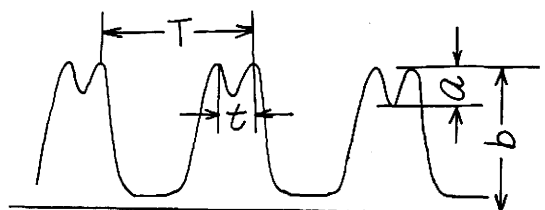


図-12 ラップ圧力曲線の解析

$T$  : テーパラップローラ 1 回転の時間

$t$  : フリューテッドラップローラ間の時間

$a$  : 最高圧力とフリューテッドラップローラ間圧力との差

$b$  : 最大圧力

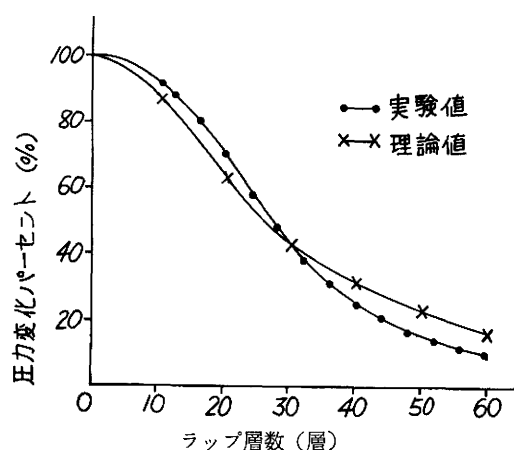


図-13 理論値と実験値との比較

その相違を知るために  $\chi^2$  検定を試みた。その結果

表一 1  $\chi^2$  検定計算結果

ラップ 層 数	実験値 f	理論値 f <sub>m</sub>	f - f <sub>m</sub>	(f - f <sub>m</sub> ) <sup>2</sup>	$\frac{(f - f_m)^2}{f_m}$
10	92	87	5	25	0.29
20	70	63	7	49	0.78
30	43	43	0	0	0.00
40	25	32	-7	49	1.53
50	16	24	-8	64	2.67
60	11	17	-6	36	2.12
有意水準 $\chi^2$ の値 5 % 12.59				$\Sigma = 7.39$	

を表一1に示す。表一1より自由度6より $\chi^2$ の値は有意水準5%で12.59になり7.39より大となり、実験値と理論値が違うと考えるので良いことになり、仮定も違うと考えるので良いことになる。

## 9 結 言

以上を総括すれば本研究ではラップマシンにおけるラップ巻き取り機構を明らかにし、その機構から生ずるラップ圧縮時のラップの長さ方向の圧力変化を測定、またラップの平均厚さ、圧縮角 $\theta$ の範囲、摩擦係数の変動などを測定し、使用した機構の欠点などが指摘され、また巻き取り中のラップの挙動を力学的模型で表示することが出来た。

最後に本実験に協力された宮川知之（大和紡績株式会社）、吉森憲雄（旭化成株式会社）両君に感謝の意を表する。

〔付記〕 本論文は繊維産業連合講演会の研究発表会（1965.10.29）において発表したものに一部補筆したものである。

### 参 考 文 献

- 1) 鳴海：日本綿業技術研究所報告 No. 17
- 2) 鳴海，森下：繊維機械学会誌 2巻 3号，3巻 11号

（昭和41年3月4日受理）